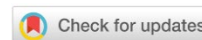
МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE

УДК 621.018.2
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-347-359

Оригинальное эмпирическое исследование

Стенд испытания поршневых гидравлических цилиндров с рекуперацией энергии: структура, моделирование и расчёт



EDN: BQOJNU

А.Р. Зенин, А.Т. Рыбак ✉, А.Н. Бескопыльный, А.Ю. Пелипенко, Ю.А. Сердюкова
Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация
✉ 2130373@mail.ru

Аннотация
Введение. Во всем мире энергосбережение является актуальной проблемой для исследований в области машиностроения. Особое направление в этих исследованиях — поиск энергоэффективных методов испытаний технических систем, которые позволяют наиболее точно прогнозировать надёжность проектируемого оборудования. Установленная техническими условиями и ГОСТами длительность ресурсных испытаний приводит к безвозвратной потере энергии, составляющей более чем 1,5 ресурса испытуемой машины, теряемая же при этом энергия в виде «вредного тепла» выделяется в окружающую среду. Поэтому проблеме энергосбережения в процессе испытаний уделяется особое внимание. Одним из путей энергосбережения при испытаниях гидравлических машин является рекуперация энергии. Однако в работах, посвящённых рекуперации энергии при испытаниях гидравлических машин, решались задачи рекуперации энергии при испытаниях гидромашин вращательного действия, а для гидромашин возвратно-поступательного действия была решена задача рекуперации энергии при испытаниях плунжерных гидравлических цилиндров. Результаты этих исследований не могут напрямую использоваться для испытаний поршневых гидроцилиндров. В связи с этим сформулирована цель настоящей работы — разработка структуры и принципиальной схемы стенда испытаний поршневых гидроцилиндров, обеспечивающего рекуперацию части энергии, затрачиваемой на испытания, за счёт чего энергетическая эффективность процесса испытаний значительно повышается.
Материалы и методы. В работе использовались методы моделирования процесса функционирования стенда на основе применения теории объёмной жёсткости. Для проведения предварительных расчётов процесса функционирования стенда разработана компьютерная программа на базе программного комплекса SimInTech.
Результаты исследования. Разработаны структурная и принципиальная схемы стенда испытания поршневых гидравлических цилиндров. Получено математическое выражение, позволяющее дать предварительную оценку коэффициенту эффективности испытаний. Создана компьютерная программа на базе программного комплекса SimInTech, дающая возможность конструктивным параметрам стенда влиять на его эксплуатационные характеристики, включая коэффициент энергетической эффективности процесса испытания.
Обсуждение и заключение. Проведенные предварительные расчёты характеристик функционирования стенда показали, что коэффициент эффективности предлагаемого стенда составляет 1,7. Его можно повысить за счет проведения дополнительных исследований, направленных на получение рациональных конструктивных параметров стенда. Предложенный стенд обеспечивает испытания поршневых гидравлических цилиндров с рекуперацией части затраченной энергии, а его математическая модель позволяет использовать при расчётах численные методы. Это значительно упрощает процесс расчётов и повышает их точность. При этом получать рациональные параметры стенда можно уже на стадии его проектирования, не прибегая к дорогостоящим и трудозатратным натурным исследованиям.

Ключевые слова: математическое моделирование, поршневые гидравлические цилиндры, стенд для испытания, рекуперация энергии, коэффициент эффективности испытания

Благодарности. Авторы выражают благодарность редакции и рецензентам за внимательное отношение к статье и указанные замечания, устранение которых позволило повысить ее качество.

Для цитирования. Зенин А.Р., Рыбак А.Т., Бескопыльный А.Н., Пелипенко А.Ю., Сердюкова Ю.А. Стенд испытания поршневых гидравлических цилиндров с рекуперацией энергии: структура, моделирование и расчёт. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2024;24(4):347–359. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-347-359

Original Empirical Research

Testing Bench for Reciprocating Hydraulic Cylinders with Energy Recovery: Structure, Simulation, and Calculation

Alexander R. Zenin, **Alexander T. Rybak** ✉, **Alexey N. Beskopylny**, **Alexey Yu. Pelipenko**, **Yuliya A. Serdyukova**
Don State Technical University, Rostov-on-Don, Russian Federation
✉ 2130373@mail.ru

Abstract
Introduction. Energy conservation is an urgent topic of research in the field of mechanical engineering all over the world. A particular direction in these studies is the search for energy-efficient methods of testing technical systems, which allow the most accurate prediction of the reliability of the designed equipment. The duration of resource tests established by technical conditions and GOSTs causes an irreversible loss of energy, amounting to more than 1.5 resource of the tested machine, and the energy lost in the form of “harmful heat” is released into the environment. Therefore, the problem of energy saving during testing is given special attention. One of the ways of energy saving under testing of hydraulic machines is energy recovery. However, in papers devoted to energy recovery during testing of hydraulic machines, the problems of energy recovery during testing of rotary hydraulic machines were solved, and for reciprocating hydraulic machines, the problem of energy recovery during testing of plunger hydraulic cylinders was solved. The results of these studies cannot be directly used for testing reciprocating hydraulic cylinders. In this regard, the objective of this work has been formulated — to develop the structure and basic scheme of a test bench for reciprocating hydraulic cylinders, providing the recovery of part of the energy spent on testing, due to which the energy efficiency of the testing process is significantly increased.
Materials and Methods. The paper used methods for modeling the process of stand functioning based on the application of the theory of volumetric rigidity. To carry out preliminary calculations of the stand operation process, a computer program based on the SimInTech software package was developed.
Results. A structural and schematic diagram of a test bench for reciprocating hydraulic cylinders has been developed. A mathematical expression has been obtained that provides a preliminary assessment of the test efficiency coefficient. A computer program based on the SimInTech software package has been created, which allows the design parameters of the stand affect its operational characteristics, including the coefficient of energy efficiency of the test process.
Discussion and Conclusion. The preliminary calculations of the operating characteristics of the stand showed that the efficiency coefficient of the proposed stand was 1.7. It can be increased by conducting additional studies aimed at obtaining rational design parameters of the stand. The proposed stand provides testing of reciprocating hydraulic cylinders with recovery of part of the expended energy, and its mathematical model allows using the numerical methods in calculations. This significantly simplifies the calculation process and increases the accuracy of the calculations. At the same time, it is possible to obtain rational parameters of the stand already at the design stage, without resorting to expensive and labor-intensive field studies.

Keywords: mathematic simulation, reciprocating hydraulic cylinders, test bench, energy recovery, test efficiency coefficient

Acknowledgements. The authors would like to thank the Editors and reviewers for their attentive attitude to the article and the comments indicated, the elimination of which allowed us to improve the quality of the paper.

For Citation. Zenin AR, Rybak AT, Beskopylny AN, Pelipenko AYu, Serdyukova YuA. Testing Bench for Piston Hydraulic Cylinders with Energy Recovery: Structure, Simulation, and Calculation. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2024;24(4):347–359. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-4-347-359

Введение. Наиболее важными показателями качества современной машиностроительной продукции являются её надёжность и энергоэффективность. Надёжность обеспечивается на различных этапах жизненного цикла изделия [1]: на этапах теоретических исследований [2], разработки [3], производства [4] и эксплуатации [5]. Энергоэффективность имеет большое значение при эксплуатации постоянно действующих приводов технологических [6], транспортных [7], погрузочно-разгрузочных машин [8], гидрофицированных экскаваторов [9] и других машин и механизмов. Особое значение экономия энергии приобретает при эксплуатации высоконагруженных машин [10], их испытании [11] и диагностике [12].

В настоящее время при проведении испытаний гидравлических машин часто используются системы нагружения в формате нагрузочных устройств, потребляющих значительное количество энергоресурсов гидравлического или механического типа, неэффективно используемых и в итоге теряемых безвозвратно.

Одним из важнейших направлений усовершенствования и разработки новых систем испытания гидравлических машин является уход от традиционных систем нагружения гидравлических двигателей (механических, гидравлических, электрических и др. тормозных систем), которые вызывают значительные непроизводительные потери энергии, к системам с рекуперацией энергии.

Поэтому вопрос обеспечения рекуперации энергии в процессе испытаний является актуальным направлением повышения энергосбережения гидравлических машин. Весьма перспективным в этом случае является схема стенда испытания гидравлических машин вращательного действия [13], который может быть использован в качестве системы нагружения рекуперативной системы типа «насос – мотор – насос» при испытании гидравлических машин возвратно-поступательного движения.

Схема рекуперативной системы типа «насос – мотор – насос» представлена на рис. 1. В этой системе рекуперации энергия испытания, переданная от гидронасоса гидромотору, посредством механической передачи II возвращается от мотора на вал насоса, что значительно снижает её непроизводительные потери в процессе испытания. В таком случае нагрузкой для насоса служит мотор, а нагрузкой для мотора служит насос. Теряемая на преодоление внутренних сопротивлений системы испытания энергия компенсируется электрическим двигателем посредством механической передачи I.

На основе использования рекуперативной системы типа «насос – мотор – насос» [14] разработан стенд испытания гидравлических машин возвратно-поступательного движения (плунжерных гидравлических цилиндров) [15], позволяющий значительно экономить энергию в процессе испытания плунжерных гидравлических цилиндров.

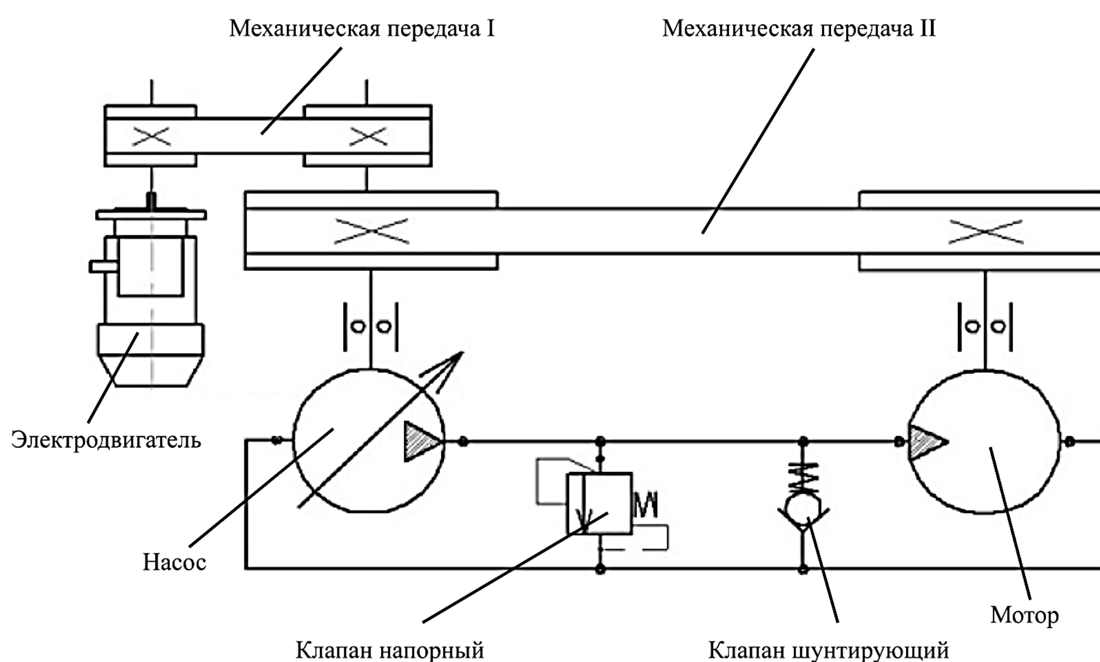


Рис. 1. Схема рекуперативной системы типа «насос – мотор – насос»

Однако указанный стенд не позволяет производить испытания гидравлических поршневых цилиндров. Целью настоящей работы является разработка структуры и принципиальной схемы стенда испытаний поршневых гидроцилиндров, который бы обеспечивал рекуперацию части энергии, затрачиваемой на испытания, а также его моделирование и предварительный расчёт эксплуатационных характеристик.

Материалы и методы. На основе известных ранее способов испытания разработан стенд для испытаний поршневых гидравлических цилиндров с рекуперацией энергии [16], структурная схема предлагаемого экспериментального стенда изображена на рис. 2.

Система стенда включает в себя четыре гидромеханические подсистемы и систему контроля и управления процессом испытания:

1) первичный источник энергии, включающий в себя электрический двигатель ЭД и гидравлический насос Н и предназначенный для компенсации энергии, теряемой системой в процессе испытания;

2) механизм испытания гидроцилиндров, включающий в себя испытуемые гидравлические цилиндры ГЦ1 и ГЦ2, механическую передачу МП и гидравлический распределитель ГР;

3) направляющая система, состоящая из обратных клапанов КО1, КО2, КО3 и КО4 и предназначенная для управления потоками жидкости при изменении направления движения рабочих органов гидравлических цилиндров;

4) система рекуперации энергии, включающая в себя гидромотор М, напорный гидроклапан КН и механическую передачу МП, предназначенную для создания нагрузки на испытуемых гидравлических цилиндрах и возврата части энергии с вала гидромотора М на вал гидронасоса Н и осуществления рекуперация энергии в процессе испытаний;

5) подсистема контроля и управления «Автоматическая система контроля и управления» (АСКУ), предназначенная для контроля основных технологических параметров процесса испытаний гидроцилиндров и управления этим процессом, включающая в себя датчики давления ДД1…ДД4, датчики оборотов ДО1 и ДО2, датчик поворота ДП и киловаттметр КМ, предназначенные для измерения давления в характерных точках системы, скорости вращения валов гидронасоса Н и гидромотора М, угла поворота коромысла КС, мощности, потребляемой электромотором ЭД, и дальнейшей обработки информации, для чего АСКУ имеет электронную систему обработки и вывода на экран и печать полученной информации о ходе испытания.

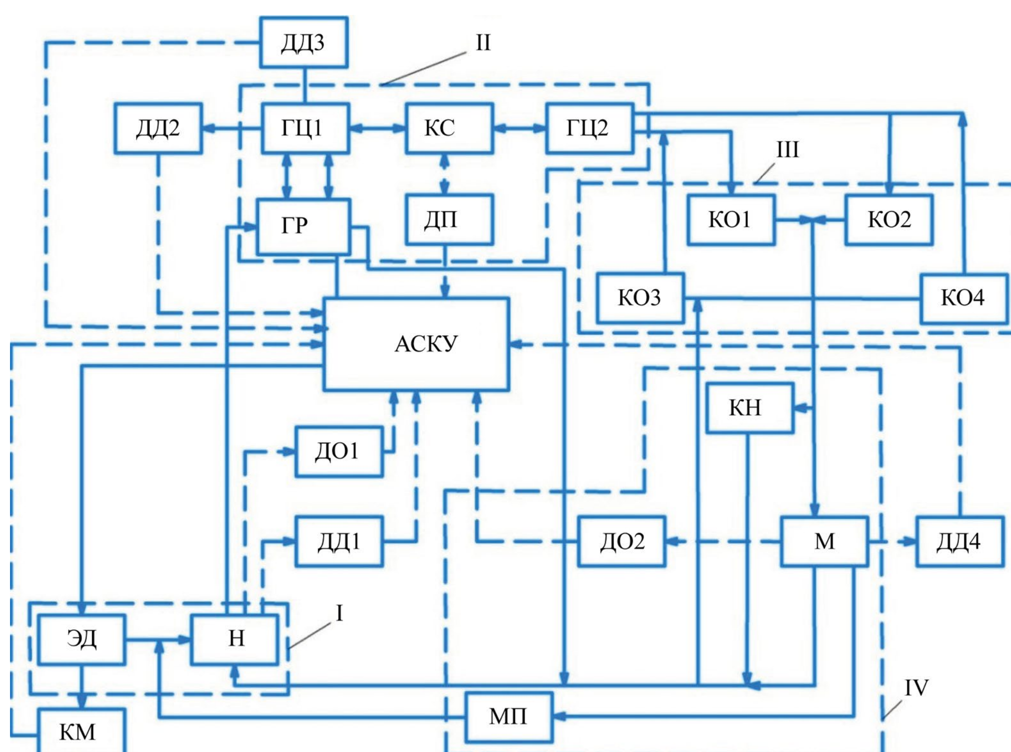


Рис. 2. Структурная схема экспериментального стенда испытания поршневых гидравлических цилиндров с рекуперацией энергии

На структурной схеме, представленной на рис. 2, сплошными линиями показаны гидравлические и механические связи элементов системы, а штриховыми линиями — связи элементов АСКУ.

Модель преобразования энергии на экспериментальном стенде, согласно предложенной структурной схеме, будет осуществляться следующим образом.

Энергия, которая возникает на выходе первичного источника энергии *I* в результате его функционирования $N_{\text{вых}I}$, передаётся с некоторыми потерями на вход механизма испытания гидроцилиндров *II* $N_{\text{вх}II}$:

$$N_{\text{вх}II} = N_{\text{вых}I} \cdot \eta_{I-II}, \quad (1)$$

где η_{I-II} — коэффициент полезного действия, учитывающий соответствующие потери энергии.

Мощность на выходе механизма испытания гидроцилиндров *II* после её двойного преобразования внутри второй подсистемы, с учётом соответствующих потерь, можно определить по уравнению:

$$N_{\text{вых}II} = N_{\text{вх}II} \cdot \eta_{II}, \quad (2)$$

где $N_{\text{вых}II}$ — мощность на выходе механизма испытания гидроцилиндров *II*; η_{II} — коэффициент полезного действия механизма испытания гидроцилиндров *II*, учитывающий потери энергии, возникающие во второй подсистеме в результате её двойного преобразования — из гидравлической в механическую и наоборот. Они складываются из потерь гидравлической энергии во внутренних гидравлических линиях системы и потерь механической энергии при перемещении поршней гидравлических цилиндров ГЦ1, ГЦ2 и в механической передаче МП энергии от ведущего гидроцилиндра ГЦ1 к ведомому ГЦ2.

Мощность, поступающая на вход третьей подсистемы направляющей системы *III,* определится с учётом потерь гидравлической энергии между механизмом испытания гидроцилиндров *II* и подсистемой *III*, которая теряется на преодоление гидравлического сопротивления соответствующих гидравлических линий:

$$N_{\text{вх}III} = N_{\text{вых}II} \cdot \eta_{II-III}, \tag{3}$$

где $N_{\text{вх}III}$ — мощность гидравлического потока на входе направляющей системы *III*; $\eta_{II–III}$ — коэффициент полезного действия гидравлической передачи (гидравлической системы) между второй и третьей подсистемами, учитывающий потери энергии в соответствующих гидравлических линиях.

Мощность потока жидкости на выходе третьей подсистемы определится из уравнения:

$$N_{\text{вых}III} = N_{\text{вх}III} \cdot \eta_{III}, \tag{4}$$

где $N_{\text{вых}III}$ — мощность потока жидкости на выходе подсистемы *III*; η_{III} — коэффициент полезного действия третьей подсистемы, учитывающий потери энергии в процессе функционирования направляющей системы.

Мощность потока жидкости на входе системы рекуперации энергии определится из уравнения:

$$N_{\text{вх}IV} = N_{\text{вых}III} \cdot \eta_{III-IV}, \tag{5}$$

где $N_{\text{вх}IV}$ — мощность потока жидкости на выходе четвёртой подсистемы; $\eta_{III–IV}$ — коэффициент полезного действия, учитывающий соответствующие потери энергии.

Мощность на выходе системы рекуперации энергии будет складываться из двух составляющих — мощности гидравлического потока, передаваемого от слива системы рекуперации энергии на вход гидронасоса Н, и механической энергии, передаваемой с вала гидромотора на вал гидронасоса посредством механической передачи МП.

При этом суммарную мощность, отдаваемую системой рекуперации энергии $N_{\text{вых}IV}$ первичному источнику энергии, можно определить по формуле:

$$N_{\text{вых}IV} = N_{\text{вх}IV} \cdot \eta_{IV}, \tag{6}$$

где η_{IV} — полный коэффициент полезного действия системы рекуперации энергии *IV*.

Суммарная мощность, поступающая на вход первичного источника энергии $N_{\text{вх}I}$ от системы рекуперации энергии, с учётом полного коэффициента полезного действия, учитывающего как механические, так и гидравлические потери энергии при передаче её с выхода системы рекуперации энергии на вход первичного источника энергии $\eta_{IV–I}$, может быть определена по формуле:

$$N_{\text{вх}I} = N_{\text{вых}IV} \cdot \eta_{IV-I}. \tag{7}$$

Мощность $N_{\text{вх}I}$, поступившая на вход первичного источника энергии с выхода системы рекуперации энергии, суммируется с мощностью $N_{\text{ЭДвых}}$, поступившей с выхода электрического двигателя ЭД, и преобразуется насосом Н в мощность $N_{\text{вых}I}$ потока рабочей жидкости на выходе первичного источника энергии, которую можно определить по формуле:

$$N_{\text{вых}I} = \left(N_{\text{ЭДвых}} \cdot \eta_{\text{ЭД–Н}} + N_{\text{вх}I}\right) \cdot \eta_{\text{Н}}, \tag{8}$$

где $\eta_{\text{ЭД–Н}}$ — коэффициент полезного действия механической передачи между электродвигателем ЭД и насосом Н; $\eta_{\text{Н}}$ — полный КПД насоса.

$$N_{\text{ЭДвых}} = N_{\text{ЭДвх}} \cdot \eta_{\text{ЭД}}, \tag{9}$$

где $N_{\text{ЭДвх}}$ — мощность на входе электродвигателя ЭД (мощность, потребляемая электродвигателем из питающей электрической сети); $\eta_{\text{ЭД}}$ — коэффициент полезного действия электродвигателя.

Совместное решение уравнений (1)–(9) позволяет получить уравнение:

$$N_{\text{ЭДвых}} \cdot \eta_{\text{ЭД–Н}} \cdot \eta_{\text{ЭД}} \cdot \eta_{\text{Н}} = N_{\text{вх}II}\left(\frac{1}{\eta_{I\text{-}II}} - \eta_{II} \cdot \eta_{II-III} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III-IV} \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_{IV-I}\right), \tag{10}$$

или

$$\frac{N_{\text{вх}II}}{N_{\text{ЭДвых}}} = \frac{\eta_{\text{ЭД–Н}} \cdot \eta_{\text{ЭД}} \cdot \eta_{\text{Н}} \cdot \eta_{I\text{-}II}}{1 - \eta_{II} \cdot \eta_{II-III} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III-IV} \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_{IV-I}}. \tag{11}$$

В правой части уравнения (11) видим отношение мощности, подведённой к испытуемым гидромашинам (ГЦ1, ГЦ2), к мощности, потребляемой электродвигателем источника питания системы испытания *I*. Это есть не что иное, как коэффициент эффективности системы испытания $k_{\text{эфф}}$. Таким образом, коэффициент эффективности рассматриваемой рекуперативной системы в общем случае определяется формулой:

$$k_{\text{эфф}} = \frac{\eta_{\text{ЭД–Н}} \cdot \eta_{\text{ЭД}} \cdot \eta_{\text{Н}} \cdot \eta_{I\text{-}II}}{1 - \eta_{II} \cdot \eta_{II-III} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{III-IV} \cdot \eta_{IV} \cdot \eta_{IV-I}}. \tag{12}$$

Из уравнения (12) видно, что в общем случае коэффициент эффективности $k_{\text{эфф}}$ предлагаемой системы испытаний поршневых гидроцилиндров определяется коэффициентами полезного действия составляющих систему испытаний подсистем и элементов. В числителе уравнения (12) произведение коэффициентов полезного действия всех элементов передачи энергии — от первичного источника электрической энергии до механизма испытания гидроцилиндров, а в знаменателе — разность единицы и произведения коэффициентов полезного действия остальных элементов системы. Таким образом, для повышения коэффициента эффективности системы испытаний нужно прежде всего повышать коэффициенты полезного действия всех составляющих систему элементов.

Теоретически, если коэффициенты полезного действия всех элементов, составляющих систему испытания гидроцилиндров, равны 1, то коэффициент эффективности системы испытания становится равным бесконечности.

В соответствии с рассмотренной структурной схемой, представленной на рис. 2, разработана принципиальная схема экспериментального стенда, которая приведена на рис. 3. В ней в качестве гидравлической рекуперационной системы применена гидравлическая передача ГСТ-90, включающая в себя регулируемый гидравлический насос Н1 и нерегулируемый гидромотор ГМ, кинематически связанные механической передачей МП2.

Первичный источник энергии *I* на экспериментальном стенде имеет гидравлическую связь с механизмом испытания гидроцилиндров *II* посредством гидравлической линии *l*1, которая, в свою очередь, гидролиниями *l*13 и *l*14 связана с направляющей системой *III,* а далее гидравлической линией *l*16 с системой рекуперации энергии *IV* и гидролиниями *l*6, *l*9 и *l*10 с первичным источником энергии *I*.

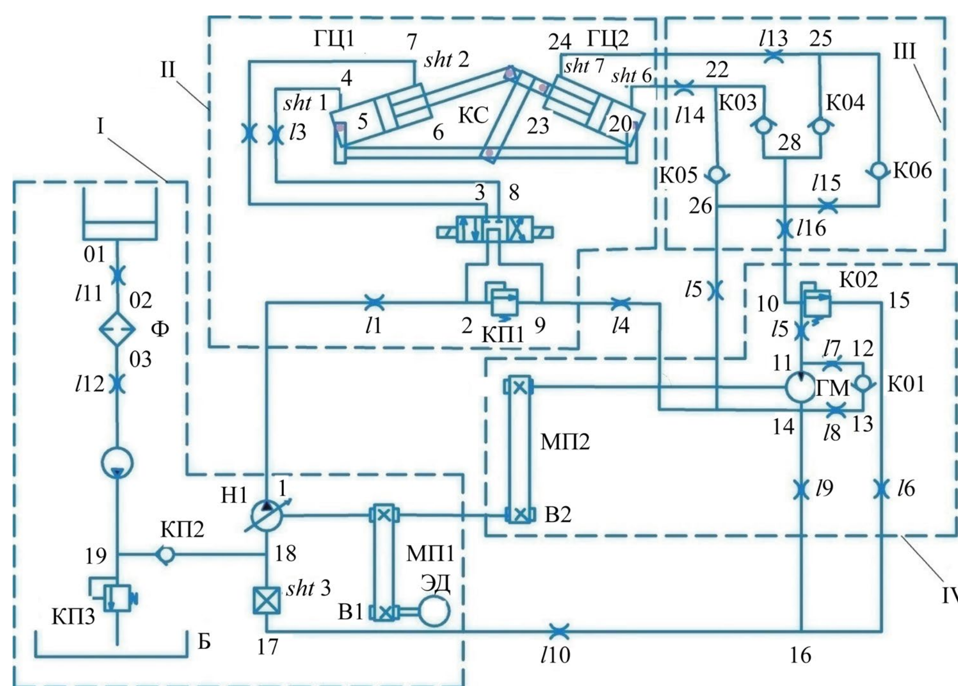


Рис. 3. Гидрокинематическая схема стенда испытания поршневых гидроцилиндров

Таким образом, гидравлическая система стенда, как и его энергетическая система, представляет собой замкнутый контур.

Наиболее эффективный метод предварительного исследования свойств разрабатываемых технических систем является его моделирование с последующим исследованием [17], а потому для подтверждения правильности рассмотренного ранее метода моделирования стенда испытания поршневых гидравлических цилиндров разработана его математическая модель с использованием теории объёмной жёсткости [18]. Для этого гидравлическая система стенда разбита на участки характерными точками (всего 32 точки, включая точки 01, 02, 03 и 04 системы подпитки).

В соответствии с теорией объёмной жёсткости гидравлических систем производная по времени давления с учётом приведенного коэффициента объёмной жёсткости рассматриваемого участка $C_{\text{пр}i}$ может быть определена в зависимости от величин входящих $Q_{\text{вх}i}$ и выходящих расходов жидкости $Q_{\text{вых}i}$ по формуле:

$$\frac{dp_i}{dt} = C_{\text{пр}i}\left(\sum Q_{\text{вх}i} - \sum Q_{\text{вых}i}\right). \qquad (13)$$

Расходы рабочей жидкости для подстановки в уравнение (13) определяются в соответствии с реальными условиями функционирования системы по известным зависимостям [19].

Подачи гидравлических насосов Н1 и Н2 и расход гидравлического мотора ГМ определяются с учётом их объёмных коэффициентов полезного действия.

Так как валы гидронасоса В2 и гидромотора В3 связаны механической передачей, то выполняется зависимость:

$$\omega_{B3} = \omega_{B2} i_{3_2}, \tag{14}$$

где i_{3_2} — передаточное число механической передачи МП2 вращения с вала гидромотора В3 на вал гидронасоса В2.

Скорость вращения вала гидронасоса задаётся угловой скоростью вала электродвигателя В1 ω_{B1} и определяется из соотношения:

$$\omega_{B1} = \omega_{B2} i_{1_2}, \tag{15}$$

где i_{1_2} — передаточное число механической передачи МП1 вращения с вала электродвигателя В1 на вал гидронасоса В2.

Расходы через клапаны (напорные КП1…КП3 и обратные КО1…КО6) определяются по их расходным характеристикам из соотношения:

$$\begin{aligned} &\text{если } p_{\text{кл}} < p_{\text{кл.откл}}, \text{ то } Q_{\text{кл}} = 0; \\ &\text{если } p_{\text{кл}} \geq p_{\text{кл.откл}}, \text{ то } Q_{\text{кл}} = Q_{\text{кл}.nom} \cdot \frac{p_{\text{кл}} - p_{\text{кл.откр}}}{\Delta p_{\text{кл}.nom}}, \end{aligned} \tag{16}$$

где $p_{\text{кл}}$ — давление на входе клапана; $p_{\text{кл.откр}}$ — давление начала открытия клапана; $\Delta p_{\text{кл}.nom}$ — разность между давлением полного открытия клапана при номинальном расходе и давлением начала открытия клапана; $Q_{\text{кл}}$ — действительный расход рабочей жидкости через клапан; $Q_{\text{кл}.nom}$ — номинальный расход клапана.

На рис. 4 представлена кинематическая схема механизма испытания гидравлических цилиндров. При моделировании её работы следует иметь в виду, что скорость движения поршня гидроцилиндра ГЦ1 определяется величиной расхода рабочей жидкости, подаваемой в его поршневую полость:

$$v_{\text{ц}1} = \frac{Q_{4_5}}{S_{\Pi}}. \tag{17}$$

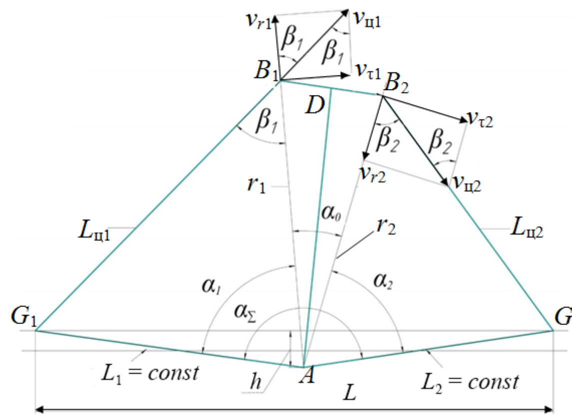


Рис. 4. Кинематическая схема механизма испытания гидроцилиндров

Перемещение гидроцилиндра $L_{\text{ц}1}$ передаётся механической передаче МП, которая при этом будет совершать вращательное движение вокруг точки A.

Угловая скорость вращения механической передачи МП будет определяться тангенциальной составляющей $v_{\tau 1}$ скорости перемещения поршня гидроцилиндра ГЦ1 и зависит от угла β_1 между направлением перемещения его и радиусом r_1, соединяющим точку вращения механической передачи МП и точку B_1 соединения с ней штока гидроцилиндра ГЦ1:

$$\omega_{AD} = \frac{v_{\tau 1}}{r_1},$$

или

$$\omega_{AD} = \frac{v_{\text{ц}1} \cdot sin\beta_1}{r_1}. \tag{18}$$

Вращаясь вокруг точки A, механическая передача МП будет передавать движение поршню ведомого гидроцилиндра ГЦ2, скорость которого $v_{\text{ц}2}$ также будет зависеть от угла β_2 между направлением его перемещения и радиусом r_2, соединяющим точку вращения механической передачи МП и точку B_2 соединения с ней штока гидроцилиндра ГЦ2:

$$v_{\text{ц}2} = \frac{r_2 \omega_{AD}}{sin\beta_2}. \tag{19}$$

Решив совместно уравнения (18) и (19), получим формулу, определяющую связь скоростей движения поршней ведущего ГЦ1 и ведомого ГЦ2 гидроцилиндров:

$$v_{ц2} = v_{ц1} \frac{r_2}{r_1} \frac{sin\beta_1}{sin\beta_2}. \tag{20}$$

Из анализа треугольников (по закону косинусов) AG_1B_1 и AG_2B_2 определяются углы β_1 и β_2:

$$cos\beta_1 = \frac{L_{c1}^2 + r_1^2 - L_1^2}{2L_{ц1}r_1},$$

$$cos\beta_2 = \frac{L_{c2}^2 + r_2^2 - L_2^2}{2L_{ц2}r_2},$$

где $L_{ц1}$ и $L_{ц2}$ — расстояния между осями соединения корпусов соответствующих гидроцилиндров к раме стенда и их штоков с механической передачей МП; L_1 и L_2 — расстояния от оси вращения механической передачи МП и точками G_1 и G_2 соединения с рамой стенда корпусов гидравлических цилиндров ГЦ1 и ГЦ2 соответственно.

При обратном ходе поршня ведомого гидроцилиндра ГЦ1 рабочая жидкость подаётся в его штоковую полость и тогда остальные расчётные формулы останутся без изменения.

$$v_{ц1} = \frac{Q_{7_6}}{S_{п.шт}}. \tag{21}$$

При динамических расчётах движение поршня ведущего цилиндра ГЦ1 описывается уравнением движения:

$$\frac{dv_{ц1}}{dt} = \frac{1}{M_{пр1}}\left(S_п \cdot p_5 - S_{п.шт} \cdot p_6 - v_1 \cdot k_{тр1} - F_1\right); \tag{22}$$

$$\frac{dx_{ц1}}{dt} = v_1, \tag{23}$$

где $v_{ц1}$ и $x_{ц1}$ — скорость и перемещение поршня ГЦ1; $M_{пр1}$ — приведенная масса; $S_п$ и $S_{п.шт}$ — рабочие площади поршней гидроцилиндров; p_5 и p_6 — давление в соответствующих полостях ГЦ1; $k_{тр1}$ — коэффициент трения при движении рабочего органа первого гидроцилиндра ГЦ1, учитывающий и трение в передаточном механизме КС; F_1 — сила воздействия на рабочий орган ведущего гидроцилиндра со стороны ГЦ2.

Сила F_1 определяется по формуле:

$$F_1 = \left(S_п \cdot p_{20} - S_{п.шт} \cdot p_{23} + v_{ц2} \cdot k_{тр2}\right) \cdot \frac{sin\beta_2}{sin\beta_1}; \tag{24}$$

где p_{20} и p_{23} — давление в поршневой и штоковой полостях ведомого гидроцилиндра ГЦ2, соответственно $v_{ц2}$ и $k_{тр2}$ — скорость перемещения рабочего органа ведомого гидроцилиндра ГЦ2 и коэффициент трения при его движении.

Результаты исследования. На рис. 5–9 приведены результаты предварительного расчёта предложенной математической модели испытательного стенда. Расчёты проводились с использованием специальной программы, разработанной в среде SimInTech [20]. Расчёты позволяют уже на стадии проектирования стенда определить его функциональные параметры и принять конструктивные меры по их улучшению.

Проанализировав графики параметров движения поршней испытуемых гидравлических цилиндров, представленных на рис. 5, можно сделать вывод, что цикл испытания поршневых гидроцилиндров ГЦ63.500.16.000 на предлагаемом стенде будет длиться около четырех секунд. Скорость движения поршня при выдвижении штока составит 0,24 м/с, а при его втягивании — 0,32 м/с.

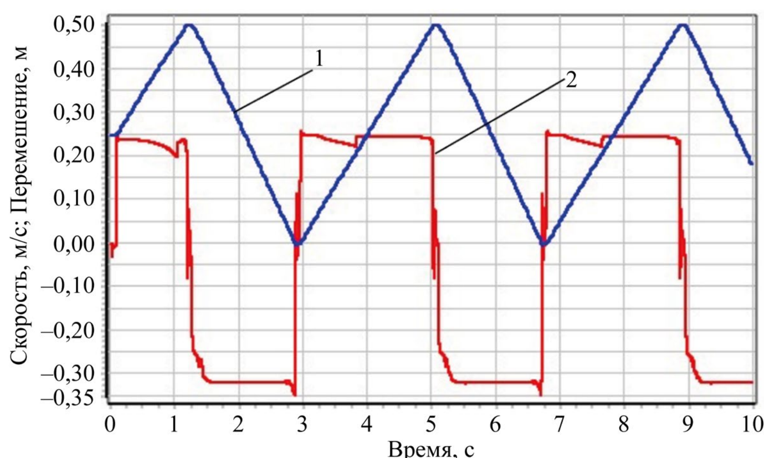


Рис. 5. Изменение параметров движения поршня ведущего гидроцилиндра в процессе испытания:
1 — перемещение; 2 — скорость

На графиках, представленных на рис. 5, видно, что гидравлические цилиндры в процессе испытания подвергаются воздействию давления рабочей жидкости от 120 до 130 атмосфер. Особый интерес вызывает тот факт, что в процессе испытания в момент реверса направления движения поршня давление во всех рассматриваемых точках становится одинаковы — около 70 атмосфер.

На рис. 6 приведены данные о давлении в узловых точках гидравлической системы стенда в процессе испытания.

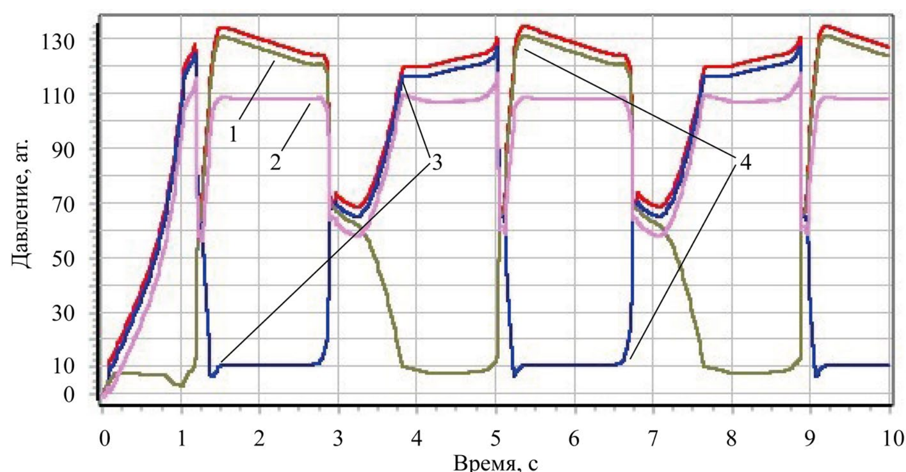


Рис. 6. Изменение давления в характерных точках гидросистемы стенда в процессе испытания гидроцилиндров:
1 — выход гидронасоса; 2 — вход гидромотора; 3 — поршневая полость ГЦ1; 4 — штоковая полость ГЦ1

Графики изменения давления в гидравлических линиях низкого давления, которые приведены на рис. 7, позволяют оценить величину и характер изменения давления на входе в питающий гидронасос стенда. На рисунке показано, что в момент реверса движения поршней испытуемых гидроцилиндров давление во всасывающем патрубке основного гидронасоса стенда резко возрастает до 70 атмосфер. Особо выделяется тот факт, что при смене направления движения поршня ведущего гидроцилиндра с выдвижения на втягивание давление на выходе насоса подпитки становится меньше давления настройки его напорного клапана. Чтобы объяснить этот эффект, следует вспомнить, что гидравлическая система стенда является по сути закрытой системой, то есть во всасывающий патрубок основного насоса стенда поступает рабочая жидкость из слива системы рекуперации. В некоторый момент функционирования стенда этой жидкости не хватает, основной насос получает дополнительный расход жидкости от насоса подпитки. Этот факт очень важно помнить при проектировании испытательного стенда.

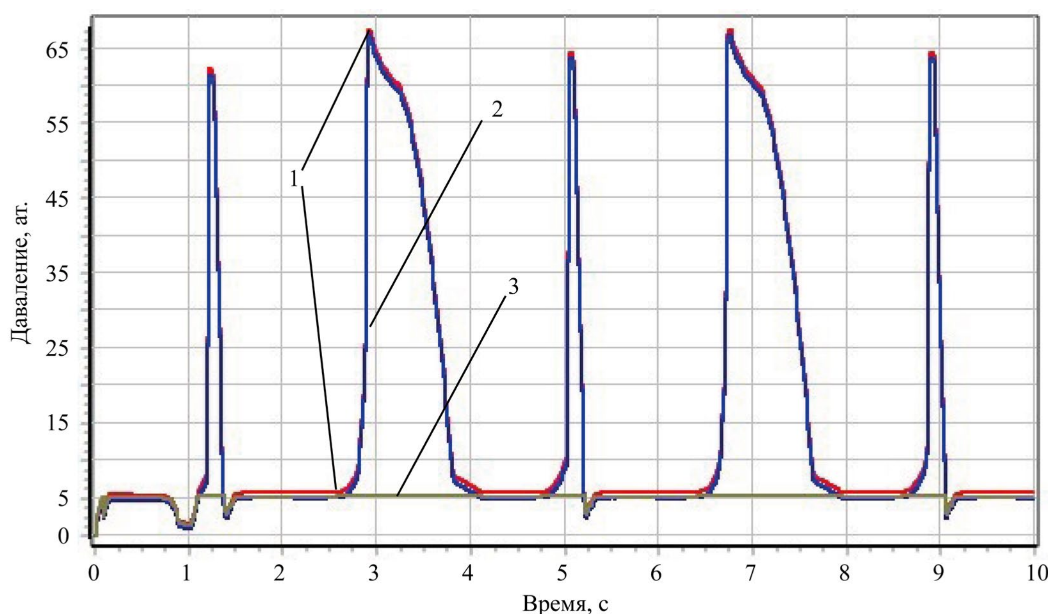


Рис. 7. Изменение давления в характерных точках гидросистемы низкого давления в процессе испытания гидроцилиндров:
1 — выход гидросистемы механизма испытания гидроцилиндров;
2 — вход основного гидронасоса; 3 — выход гидронасоса подпитки

На графиках изменения мощности на гидравлических машинах испытательного стенда в процессе испытания, представленных на рис. 8, видно, что наибольшая мощность в процессе испытания гидроцилиндров имеет место на выходе гидронасоса, а самая маленькая — на входе основного источника энергии стенда — электрического мотора. В этом и заключена основная цель, которую авторы добивались, создавая стенд с рекуперативной системой: система рекуперации возвращает часть энергии, затраченной на испытание гидроцилиндров, обратно гидравлическому насосу, что снижает общее потребление энергии первичным источником, а это ведёт к повышению энергетической эффективности процесса испытаний. Следует отметить также, что при реверсе направления движения поршней испытуемых гидроцилиндров мощность на некоторых элементах стенда принимает отрицательное значение. Очевидно, что это эффект выделения энергии, накопленной в системе при её упругой деформации, объёмного сжатия в гидросистеме.

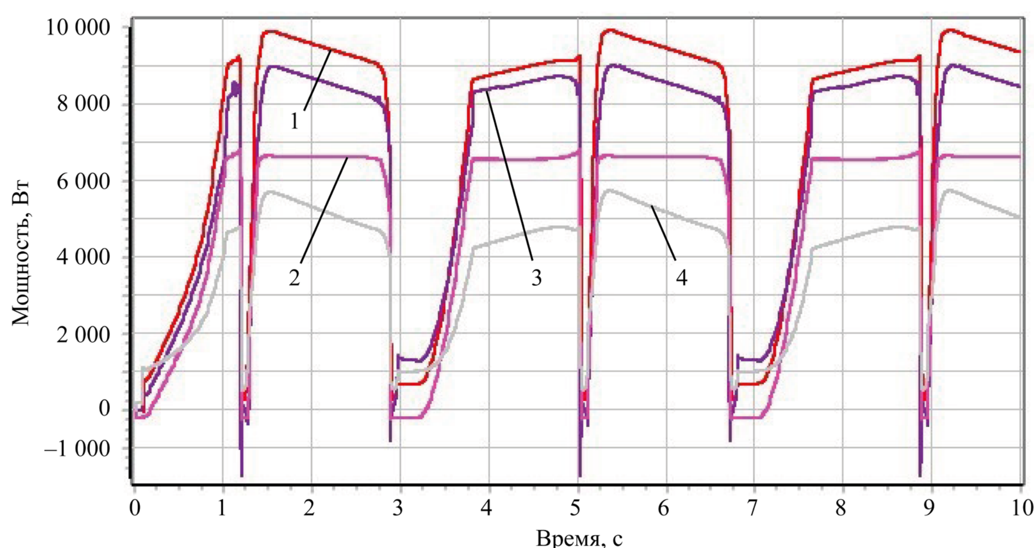


Рис. 8. Изменение мощности на гидравлических машинах стенда в процессе испытания гидроцилиндров:
1 — выход гидронасоса; 2 — вал гидромотора; 3 — в системе испытания гидроцилиндров; 4 — вход электродвигателя

На графиках, приведенных на рис. 9, видно, что мгновенный коэффициент эффективности при реверсе направления движения поршней испытуемых гидроцилиндров принимает нулевое значение. Это объясняется тем, что в этот момент поршень гидроцилиндра останавливается, следовательно, становится равной нулю и мощность на испытываемых гидроцилиндрах.

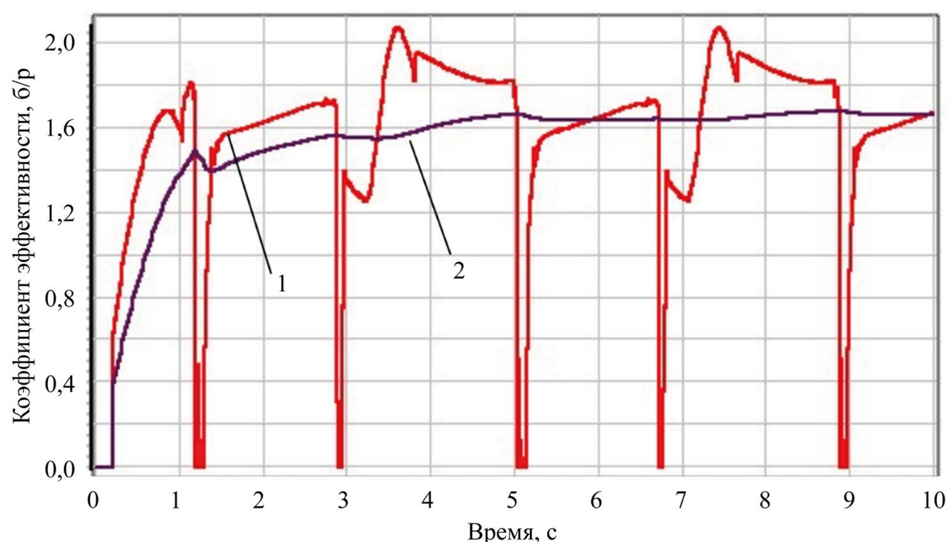


Рис. 9. Коэффициенты эффективности испытания: 1 — мгновенное значение; 2 — среднее значение

Видно также, что величина среднего коэффициента эффективности испытания приближается к значению 1,7. Это указывает на то, что мощность испытания гидроцилиндров на 70 % больше мощности, затраченной в процессе данного испытания.

Обсуждение и заключение. Представленные в настоящей статье результаты проведенной авторами работы показывают, что предложенная схема стенда позволяет проводить испытания поршневых гидравлических цилиндров с коэффициентом эффективности испытаний 1,7. Имея в виду, что испытания, проводимые с использование классических методов нагружения, имеют коэффициент эффективности не более 0,8–0,9, можно сделать вывод, что предложенная схема рекуперации энергии эффективнее классических методов нагружения более, чем в 2 раза. То есть при испытаниях одних и тех же гидравлических цилиндров расходуется энергии в два с лишним раза меньше, чем при испытаниях с применением специальных средств нагружения (механических, гидравлических и др.) без рекуперации энергии.

Предельная (наибольшая) величина коэффициента эффективности проведения испытаний поршневых гидроцилиндров с использованием предлагаемого стенда может быть определена по уравнению (12). Предложенная математическая модель стенда и программа, разработанная для ее исследования, позволяют произвести предварительное изучение влияния различных конструктивных и функциональных параметров стенда на коэффициент эффективности испытаний, в результате которого могут быть получены рациональные величины конструктивных параметров стенда.

Список литературы / References

1. Суслов А.Г., Фёдоров В.П., Горленко О.А., Ильицкий В.Б., Тотай А.В., Хандожко А.В. и др. *Фундаментальные основы технологического обеспечения и повышения надёжности изделий машиностроения.* Москва: Инновационное машиностроение; 2022. 552 с.

Suslov AG, Fedorov VP, Gorlenko OA, Il'itsky VB, Totai AV, Khandozhko AV, et al. *Fundamental Principles of Technological Support and Increasing the Reliability of Mechanical Engineering Products*. Moscow: Innovatsionnoe mashinostroenie; 2022. 552 p. (In Russ.)

2. Теплякова С.В. Обоснование концепции создания практически безотказных машин. *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки.* 2021;210(2):41–45. https://doi.org/10.17213/1560-3644-2021-2-41-45

Teplyakova SV. Justification of the Concept of Creating Practically Trouble-Free Machines. *Bulletin of Higher Educational Institutions. North Caucasus Region. Technical Sciences.* 2021;210(2):41–45. https://doi.org/10.17213/1560-3644-2021-2-41-45

3. Kuznetsova VN, Savinkin VV. Development of Hybrid Drive's Construction of a Traversing Platform of an Earthmoving Machine for Implementing Construction Works. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2015;41(1):17–23. URL: https://vestnik.sibadi.org/jour/article/view/95 (accessed: 20.08 2024).

4. Дерюшев В.В., Теплякова С.В., Зайцева М.М. Оценка безопасности производственных объектов по предельным значениям безотказности машин. *Безопасность техногенных и природных систем*. 2023;7(2):58–69. https://doi.org/10.23947/2541-9129-2023-7-2-58-69

Deryushev VV, Teplyakova SV, Zaitseva MM. Production Facilities Safety Assessment according to the Maximum Values of Machines Reliability. *Safety of Technogenic and Natural Systems*. 2023;7(2):58–69. https://doi.org/10.23947/2541-9129-2023-7-2-58-69

5. Antipas IR. Modeling the Dynamic Loads Affecting a Bridge Crane during Start-Up. *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don).* 2024;24(2):190–197. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2024-24-2-190-197

6. Никонов В.О., Посметьев В.И., Козлов Е.В., Бородкин В.О. Анализ конструктивных особенностей гидрофицированных технологических машин с рекуперацией потенциальной энергии рабочего органа с грузом. *Воронежский научно-технический вестник.* 2019;27(1):4–19.

Nikonov VO, Posmetev VI, Kozlov EV, Borodkin VO. Analysis of Constructive Peculiarities of Hydroficated Technological Machines with Recovery of the Potential Energy of the Working Body with Cargo. *Voronezh Scientific-Technical Bulletin*. 2019;27(1):4–19.

7. Чмиль В.П. Рекуперативная трансмиссия как средство улучшения эксплуатационных свойств автомобилей. *Механизация строительства.* 2017;78(8):55–59.

Chmil VP. Reconcilitive Transmission as Means of Improving the Operational Properties of Cars. *Mechanization of Construction.* 2017;78(8):55–59.

8. Чмиль В.П. Рекуперация энергии в гидромеханизме поворота платформы экскаватора. *Механизация строительства.* 2017;78(2):5–8.

Chmil VP. Energy Recovery in Hydraulic Mechanism of Turning Excavator Platform. *Mechanization of Construction.* 2017;78(2):5–8.

9. Lianpeng Xia, Long Quan, Lei Ge, Yunxiao Hao. Energy Efficiency Analysis of Integrated Drive and Energy Recuperation System for Hydraulic Excavator Boom. *Energy Conversion and Management.* 2018;156:680–687. http://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.11.074

10. Popikov PI, Derepasko IV, Khomenko KG, Rudoy DV, Olshevskaya AV, Rybak AT, et al. Analysis of Studies of Work Processes of Energy-Saving Hydraulic Drives and Devices of Highly Loaded Technological Machines and Equipment. *E3S Web of Conferences*. 2023;462:01039. https://doi.org/10.1051/e3sconf/202346201039

11. Устьянцев М.В. *Повышение эффективности привода стенда испытаний гидромашин вращательного действия*. Автореф. дис. канд. техн. наук. Ростов-на-Дону; 2012. 18 с.

Ustyantsev MV. *Improving the Efficiency of the Drive of the Test Stand for Rotary Hydraulic Machines*. Cand.Sci. (Eng.), diss., author's abstract. Rostov-on-Don; 2012. 18 p. (In Russ.)

12. Фоминых А.М. Применение энергоэффективного метода диагностики гидравлических приводов. *Евразийский союз ученых.* 2014;3(6):46–48.

Fominykh AM. Application of Energy-Efficient Diagnostic Method for Hydraulic Drives. *Eurasian Union of Scientists.* 2014;3(6):46–48. (In Russ.)

13. Рыбак А.Т., Цыбрий И.К., Пелипенко А.Ю. *Стенд для испытаний гидравлических моторов и насосов с рекуперацией энергии.* Патент РФ, № 204153. 2021. 7 с.

Rybak AT, Tsybriy IK, Pelipenko AYu. *Test Bench for Hydraulic Motors and Pumps with Energy Recovery*. RF Patent, no. 204153. 2021. 7 p. (In Russ.)

14. Rybak A, Meskhi B, Rudoy D, Olshevskaya A, Serdyukova Yu, Teplyakova S, et al. Improving the Efficiency of the Drive of the Test Bench of Rotary Hydraulic Machines. *Actuators.* 2024;13(2):63. https://doi.org/10.3390/act13020063

15. Pelipenko A, Rybak A, Vyborova N, Zubtsov V, Lugantsev D. Energy Saving in Hydraulic Testing Systems. In book: Guda A. (ed) *Networked Control Systems for Connected and Automated Vehicles*. Cham: Springer; 2022. P. 1889–1896. http://doi.org/10.1007/978-3-031-11051-1_194

16. Рыбак А.Т., Зенин А.Р., Пелипенко А.Ю. *Стенд для испытаний поршневых гидравлических цилиндров с рекуперацией энергии.* Патент РФ, № 2796721. 2022. 9 с.

Rybak AT, Zenin AR, Pelipenko AYu. *Test Stand for Piston Hydraulic Cylinders with Energy Recovery.* RF Patent, no. 2796721. 2022. 9 p. (In Russ.)

17. Юдин Р.В., Попиков П.И., Усков В.И., Платонов А.А., Попиков В.П., Канищев Д.А. Математическая модель рабочих процессов бесчокерного трелевочного захвата с энергосберегающим гидроприводом. *Resources and Technology.* 2022;19(1):72–86. http://doi.org/10.15393/j2.art.2022.6023

Yudin RV, Popikov PI, Uskov VI, Platonov AA, Popikov VP, Kanishchev DA. Mathematical Model of Working Processes of a Chokerless Hauling Grip with an Energy-Saving Hydraulic Drive. *Resources and Technology.* 2022;19(1):72–86. http://doi.org/10.15393/j2.art.2022.6023

18. Рыбак А.Т., Богуславский И.В. Совершенствование научно-методологических основ проектирования систем приводов технологических машин. *Вестник Донского государственного технического университета.* 2010;10(2):249–257. https://www.vestnik-donstu.ru/jour/article/view/971/966 (дата обращения: 20.08 2024).

Rybak AT, Boguslavskiy IV. Improvement of the Scientific-Methodological Design Principles of the Production Machines Drive Systems. *Vestnik of Don State Technical University*. 2010;10(2):249–257. https://www.vestnik-donstu.ru/jour/article/view/971/966

19. Богуславский И.В., Рыбак А.Т., Чернавский В.А. *Научно-методологические основы проектирования приводов технологических машин.* Монография. Ростов-на-Дону: Институт управления и инноваций авиационной промышленности; 2010. 276 с.

Boguslavskiy IV, Rybak AT, Chernavskiy VA. *Scientific-Methodological Foundations for Designing Drives for Technological Machines*. Monograph. Rostov-on-Don: Institute of Management and Innovation of the Aviation Industry; 2010. 276 p. (In Russ.)

20. Abalov AA, Nosachev SV, Zharov VP, Minko VA. Using the SimInTech Dynamic Modeling Environment to Build and Check the Operation of Automation Systems. *MATEC Web of Conferences.* 2018;226:04003. https://doi.org/10.1051/matecconf/201822604003

Об авторах:

Александр Романович Зенин, начальник управления капитального строительства и капитального ремонта, и. о. проректора по капитальному строительству и развитию имущественного комплекса, преподаватель кафедры безопасности жизнедеятельности и защиты окружающей среды Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ORCID, ScopusID, ResearcherID

Александр Тимофеевич Рыбак, доктор технических наук, профессор кафедры технологии оборудования и переработки продукции агропромышленного комплекса Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ORCID, ScopusID, ResearcherID, 2130373@mail.ru

Алексей Николаевич Бескопыльный, доктор технических наук, профессор, проректор по учебной работе и международной деятельности, профессор кафедры организации перевозок и дорожного движения Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ORCID, ScopusID, ResearcherID

Алексей Юрьевич Пелипенко, кандидат технических наук, доцент кафедры гидравлики, гидропневмоавтоматики и тепловых процессов Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ORCID, ScopusID, pelipenko16a@mail.ru

Юлия Александровна Сердюкова, аспирант кафедры безопасности жизнедеятельности и защиты окружающей среды Донского государственного технического университета (344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), SPIN-код, ScopusID, serdyukova.ya@gs.donstu.ru

Заявленный вклад авторов:
А.Р. Зенин: разработка и проектирование методологии исследования, создание модели исследования.
А.Т. Рыбак: научное руководство, анализ результатов исследований.
А.Н. Бескопыльный: анализ результатов исследований, корректировка выводов, формирование выводов.
А.Ю. Пелипенко: формирование основной концепции, цели и задачи исследования.
Ю.А. Сердюкова: разработка программного обеспечения, проведение расчётов и участие в анализе их результатов.

Конфликт интересов: **авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.**

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

About the Authors:

Alexander R. Zenin, Head of the Department of Capital Construction and Capital Repairs, Acting Vice-Rector for Capital Construction and Development of the Property Complex, Teacher of the Department of Life Safety and Environmental Protection, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, ResearcherID

Alexander T. Rybak, Dr.Sci. (Eng.), Professor of the Department of Technologies and Equipment for Processing Agricultural Products, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, ResearcherID, 2130373@mail.ru

Alexey N. Beskopylny, Dr.Sci. (Eng.), Professor, Vice-Rector for Academic and International Affairs, Professor of the Organization of Transportation and Road Traffic Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, ResearcherID

Alexey Yu. Pelipenko, Cand.Sci. (Eng.), Associate Professor of the Hydraulics, Hydropneumoautomatics and Heat Management Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ORCID, ScopusID, pelipenko16a@mail.ru

Yuliya A. Serdyukova, Postgraduate student of Life Safety and Environment Protection Department, Don State Technical University (1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, 344003, Russian Federation), SPIN-code, ScopusID, serdyukova.ya@gs.donstu.ru

Claimed Contributorship:
AR Zenin: development and design of research methodology, creation of a research model.
AT Rybak: academic advising, analysis of the research results.
AN Beskopylny: analysis of the research results, correction of the conclusions, formulation of the conclusions.
AYu Pelipenko: basic concept formulation, research objectives and tasks.
YuA Serdyukova: development of software, calculations, participation in the analysis of their results.

Conflict of Interest Statement: **the authors claimed no conflict of interest.**

All authors have read and approved the final version of the manuscript.

Поступила в редакцию / Received 03.09.2024
Поступила после рецензирования / Reviewed 24.09.2024
Принята к публикации / Accepted 05.10.2024